



(12) Wirtschaftspatent

Erteilt gemäß § 17 Absatz 1 Patentgesetz

(19) **DD** (11) **217 290 A1**

3(51) F 16 C 35/06

**AMT FÜR ERFINDUNGS- UND PATENTWESEN**

In der vom Anmelder eingereichten Fassung veröffentlicht

---

|      |                       |      |          |      |          |
|------|-----------------------|------|----------|------|----------|
| (21) | WP F 16 C / 252 142 7 | (22) | 20.06.83 | (44) | 09.01.85 |
|------|-----------------------|------|----------|------|----------|

---

|      |   |
|------|---|
| (71) | VEB Robur-Werke Zittau, 8800 Zittau, Postfach 8, DD |
| (72) | Dietrich, Werner, Dipl.-Ing. oec., DD               |

---

**(54) Ritzelwellenlagerung für Achsgetriebe von Kraftfahrzeugen**

---

(57) Ziel der Erfindung ist es, eine vereinfachte Anstellung sowie eine andauernd zuverlässig wirkende Vorspannung bei allen Betriebszuständen zu gewährleisten und dadurch eine hohe Lebensdauer der Ritzelwellenlagerung zu erreichen. Die Aufgabe besteht darin, eine Anordnung von speziellen Bauelementen zu schaffen und die Ritzelwellenlagerung selbst so zu gestalten, daß sie hohe wechselnde, axial als auch radial wirkende Kräfte sowie Biegemomente aufzunehmen in der Lage ist, dabei kleinere axiale Abmessungen aufweist und die Anforderungen bezüglich der Vorspannung erfüllt. Die Aufgabe wird gelöst durch die Anordnung eines speziell gestalteten elastischen Körpers zwischen den Innenringen beider Kegelrollenlager und eines weiteren elastischen Körpers zwischen dem Innenring des flanschseitigen Kegelrollenlagers und dem Antriebsflansch sowie durch die weitere Gestaltung der Ritzelwellenlagerung. Die Erfindung läßt sich im Kraftfahrzeugbau und in analoger Weise im Maschinenbau anwenden. Fig. 1

## Ritzelwellenlagerung für Achsgetriebe von Kraftfahrzeugen

### Anwendungsgebiet der Erfindung

Die Erfindung betrifft eine Ritzelwellenlagerung für Achsgetriebe von Kraftfahrzeugen mit einer Anordnung zur vereinfachten Anstellung und zum Vermeiden von Spiel in der Lagerung, bestehend aus einem flanschseitigen und einem ritzelseitigen Wälzlager und Vorspannelementen.

Die Erfindung eignet sich besonders zur Anwendung in Achsgetrieben für geländegängige Kraftfahrzeuge, die nicht in Massenfertigung hergestellt werden. Bei entsprechender Dimensionierung ist die Anwendung auch bei schweren Getrieben möglich. Darüber hinaus ist die Erfindung in anderen Gebieten des Fahrzeugbaues sowie in analoger Weise im Maschinenbau anwendbar.

### Charakteristik der bekannten technischen Lösungen

Bei der in der JP-PS 52-34 289 beschriebenen Lösung ist zwischen dem Achsgetriebegehäuse und dem Außenring des flanschseitigen Lagers ein elastischer Körper (Spiraldruckfeder oder Tellerfeder) angeordnet. Zwischen den beiden Lagern der Ritzelwellenlagerung befindet sich eine starre Distanzbuchse.

Diese Anordnung stellt keine komplexe Problemlösung bezüglich der Verhinderung des Verschiebens der Ritzelwelle bei hohen wechselnden Axiallasten, der Vorspannung der Ritzellagerung und der Zumessung der Distanzbuchse zwischen den Lagern zum Ausgleich von Toleranzen und der Anstellung der Lager zueinander dar.

In der Europäischen Patentanmeldung O 051 160 ist die Anordnung eines elastischen Körpers (Tellerfeder) zwischen dem

ritzelseitigen und dem flanschseitigen Wälzlager beschrieben. Diese Tellerfeder stützt sich flanschseitig an einem Absatz der Hohlwelle ab, die die Ritzelwellenlagerung umgibt. Ritzelseitig liegt die Tellerfeder an einem Axial-Nadellager an. Das Axial-Nadellager liegt wiederum am Innenring des ritzelseitigen Wälzlagers an. Die Anordnung ist wirkungsvoll bezüglich der Gewährleistung des vorgesehenen Eingriffspunktes, der Geräuschminderung und des Nachstellens der Vorspannung (Lagereinstellung) bei Abrieb und Verschleiß des ritzelseitigen Wälzlagers. Bei Umkehr der Kraftrichtung wirkt die gewählte Anordnung des elastischen Körpers offensichtlich nachteilig und verstärkt noch die hohe Axialverschiebung des Ritzels in das Tellerad. Außerdem ist ein den Belastungen entsprechendes genügend großes Nadellager erforderlich. Weiterhin erfordert die Schmierung des flanschseitigen Wälzlagers zusätzlichen Aufwand (Unter-Überbrückung der Tellerfeder - Lagerkombination). Schließlich ist in der JP-PS 51-28 894 eine Lösung beschrieben, bei der ein elastischer Körper zwischen der Stirnfläche des Antriebritzels und der Stirnfläche des Kegelrollenlagers angeordnet ist. Die Vor- und Nachteile bezüglich der Umkehr der Kraftrichtung bei dieser Anordnung entsprechen etwa denen der Europäischen Patentanmeldung O 051 160. Die Anordnung stellt keine Lösung des Problems Distanzbuchse zwischen den Lagern zum Ausgleich von Fertigungstoleranzen und zur richtigen Anstellung der Lager zueinander dar.

#### Ziel der Erfindung

Ziel der Erfindung ist es, eine vereinfachte Anstellung und eine andauernd zuverlässig wirkende Vorspannung der Wälzlager der Ritzelwelle eines Achsgetriebes zu gewährleisten. Die Anordnung soll servicefreundlich sein, zu einer Verminderung des Verzahnungs- und Lagerverschleißes und damit zu einer hohen Lebensdauer dieser Bauelemente führen und eine rationelle Montage ohne teure Spezialeinrichtungen ermöglichen.

#### Darlegung des Wesens der Erfindung

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Lagerung für Ritzelwellen so zu gestalten, daß sie wechselnde, axial als

auch radial wirkende Kräfte sowie große Biegemomente aufzunehmen in der Lage ist und dabei kleinere axiale Abmessungen aufweist. Sie muß unter allen auftretenden Betriebsbedingungen (wie z.B. Dauerbetrieb bei Rechts- oder Linkslauf der Ritzelwelle im gesamten Drehzahlbereich des Motors), bei allen Belastungszuständen und auch bei extremen Temperaturverhältnissen ein axiales Verschieben und radiales Verkanten der Antriebswelle über das minimal zulässige Maß hinaus vermeiden. Die geforderte Vorspannkraft muß mit möglichst geringer Abweichung vom Sollwert auch bei voranschreitendem Lagerverschleiß dauernd eingehalten werden bzw. sich nach einer extremen Belastung sofort wieder einstellen. Die Lagerung muß so ausgeführt sein, daß sie gegenüber Biegungen und thermisch bedingten Längenänderungen weniger anfällig und die Schmierung auf einfache Art und Weise wirkungsvoll gewährleistet ist.

Die Aufgabe wird gelöst durch eine spezielle Anordnung der Bauelemente der Ritzelwellenlagerung, insbesondere von elastischen Körpern. Die Ritzelwelle ist zwischen Antriebszahnrad und Antriebsflansch in zwei Wälzlager frei drehbar gelagert. Die Wälzlager sind z.B. als Kegelrollenlager oder als Schrägkugellager oder Wälzlager mit zylindrischen Rollen auf kegligen Laufbahnen ausgebildet. Ein weiteres Wälzlager kann auf der Ritzelwelle außerhalb des Antriebszahnrades angeordnet sein. Die beiden erstgenannten Wälzlager werden innen in einem Getriebegehäuseantriebslagerhals aufgenommen. Zwischen den Stirnflächen der Innenringe der beiden Wälzlager befindet sich ein ringfederartiger elastischer Körper. Dieser elastische Körper besteht aus zwei Innenringen und einem Außenring. Die Innenringe liegen nebeneinander. Zwischen ihnen befindet sich ein Spalt. Die Mantelflächen der Innenringe sind kegelig. Die Kegelflächen haben am Spalt die kleinsten Durchmesser. Der Außenring besitzt zu den Innenringen passende Kegelflächen, die aufeinander gleiten. Am Übergang von der Kegelfläche zur Stirnfläche befindet sich jeweils eine Fase. Die Außenringe der beiden Wälzlager sind gegeneinander abgestützt. Das kann durch einen Distanzring oder eine entsprechende Anordnung am Getriebegehäuseantriebslagerhals erreicht werden. Der Getriebegehäuseantriebslagerhals ist durch einen Deckel verschlossen. Zwischen Deckel bzw. Getriebegehäuseantriebslagerhals und den Außenringen

der beiden Wälzlager befindet sich stirnseitig jeweils eine Beilage. Antriebsseitig ist auf die Ritzelwelle der Antriebsflansch aufgesteckt und über eine Druckscheibe mit einer Sicherungsmutter befestigt. Zwischen Antriebsflansch und Innenring des flanschseitigen Wälzlagers befinden sich eine weitere Druckscheibe und ein zweiter elastischer Körper. Der zweite elastische Körper besitzt eine wesentlich höhere Federsteife als der erste elastische Körper. Zwischen Deckel und Antriebsflansch sind Dichtringe angeordnet.

#### Ausführungsbeispiel

Die Erfindung soll nachstehend an einem Ausführungsbeispiel näher erläutert werden. In den zugehörigen Zeichnungen zeigen:

Fig. 1: eine Schnittdarstellung einer vorgespannten Ritzelwellenlagerung,

Fig. 2: eine Schnittdarstellung des Außenringes des zwischen den Wälzlagern angeordneten elastischen Körpers.

Die Ritzelwelle 1 ist in den Wälzlagern 2;3 und 4 frei drehbar gelagert. Die Wälzlager 2 und 3 sind als Kegelrollenlager ausgeführt und anstellbar im Getriebegehäuseantriebslagerhals 5 angeordnet. Das Antriebszahnrad 6 befindet sich zwischen den Wälzlagern 3 und 4 und steht im Eingriff mit dem Tellerrad 7. Stirnseitig zwischen dem Außenring 8 des Wälzlagers 2 und dem Außenring 9 des Wälzlagers 3 ist ein Distanzring 10 vorhanden. Stirnseitig zwischen den Innenringen 11;12 der beiden Wälzlager 2;3 befindet sich ein elastischer Körper 13. Dieser besteht aus einem Außenring 14 und zwei identischen Innenringen 15. Der Außenring 14 besitzt innen kegliche Wirkflächen 16. Die Wirkflächen 16 laufen beidseitig zu den Stirnflächen hin in größeren Fasen 17 aus. Sie weisen einen wesentlich kleineren Winkel zur Rotationsachse hin auf als die Fasen 17. Die Innenringe 15 sind in ihrer Außenform der Kegelform des Außenringes 14 angepaßt. Zwischen beiden Innenringen 15 befindet sich ein Spalt. Die konstruktive Ausbildung des elastischen Körpers 13 ist von wesentlicher Bedeutung für dessen Federsteife und den Federweg sowie die Möglichkeit der dynamischen Vorspannung und für kleine Abmessungen der Ritzel-

wellenlagerung. Antriebsseitig ist auf der Ritzelwelle 1 der Antriebsflansch 18 aufgesteckt und über eine Druckscheibe 19 durch die Sicherungsmutter 20 befestigt. Zwischen Antriebsflansch 18 und Wälzlager 2 sind eine weitere Druckscheibe 21 und ein zweiter elastischer Körper 22 angeordnet. Die Druckscheibe 21 liegt dabei an der Stirnfläche des Antriebsflansches 18 und der zweite elastische Körper 22 an der äußeren Stirnfläche des Innenringes 11 des Wälzlagers 2 an. Der zweite elastische Körper 22 besitzt eine wesentlich höhere Federsteife als der erste elastische Körper 13. Somit bilden die Ritzelwelle 1, das Antriebszahnrad 6, der Innenring 12 mit Wälzkörpern, der Außenring 9, der Distanzring 10, der Außenring 8, der Innenring 11 mit Wälzkörpern, der elastische Körper 22, die Druckscheibe 21, der Antriebsflansch 18, die Druckscheibe 19 und die Sicherungsmutter 20 den Lagerverspannkreis 27 und die Ritzelwelle 1, das Antriebszahnrad 6, der Innenring 12, der Innenring 15 (tellerradseitig), der Außenring 14, der Innenring 15 (flanschseitig), der Innenring 11, der elastische Körper 22, die Druckscheibe 21, der Antriebsflansch 18, die Druckscheibe 19 und die Sicherungsmutter 20 den Flanschverspannkreis 28. Der Getriebegehäuseantriebslagerhals 5 ist zum Antriebsflansch 18 hin mit dem Deckel 23 verschlossen. Zwischen Deckel 23 und Antriebsflansch 18 befinden sich Dichtringe 24. Der Deckel 23 stützt die Außenringe 8 und 9 der Wälzlager 2 und 3 ab. Die Reihe der Kegelrollen des Wälzlagers 3 ist mit dem größten Durchmesser dem Antriebszahnrad 6 und die Reihe der Kegelrollen des Wälzlagers 2 mit dem größten Durchmesser dem Antriebsflansch 18 zugewendet. Damit ist die Ritzelwellenlagerung in der sogenannten O-Anordnung von Stützlagern ausgeführt mit dem Vorteil der großen Stützweite für die Lagerkraftangriffspunkte. Die axiale Belastung in flanschseitiger Richtung wird höher aufgenommen durch die Rollenreihe des Wälzlagers 3 und in tellerradseitiger Richtung durch die Rollenreihe des Wälzlagers 2. Durch die entsprechende Anordnung der Wälzlager 3 und 2 und der elastischen Körper 22 und 13 sowie durch die richtige Vorspannung wird erreicht, daß stets beide Wälzlager 2 und 3 an der Aufnahme von Radial- und Axialkräften auch bei hohen Belastungen und in beiden Richtungen beteiligt sind und größere als zulässige Verschiebungen in axialer Richtung sicher vermieden

werden. Der Distanzring 10 ist deshalb vorteilhaft zwischen den zwei Wälzlager 2 und 3 angeordnet, weil so die Zuführung von genügend Schmiermittel aus dem Getriebeschmiersumpf zu den Lagerrollen auf einfache Weise gewährleistet werden kann. Beide Wälzlager 2 und 3 erhalten damit genügend Schmier- und Kühlmittel und fördern aufgrund ihrer Anordnung und Bauart, insbesondere bei Einsatz von Kegelrollenlagern, dieses Schmiermittel unabhängig von ihrer Drehrichtung radial flansch- und tellerradseitig nach außen. Die Festlegung der axialen Lage des Antriebszahnrades 6 zum Tellerrad 7 erfolgt wie üblich durch Bestimmung der technologischen Maßketten aller beteiligten Bauteile unter Einhaltung der bekannten Forderungen der definierten Lastaufbringung und der definierten Rotation der Wälzlager 2;3. Gleichzeitig wird dabei die Dicke der inneren Beilage 25 und der äußeren Beilage 26 bestimmt. Die innere Beilage 25 ist zwischen dem Außenring 9 des Wälzlagers 3 und der inneren Stirnfläche des Getriebegehäuseantriebslagerhalses 5 und die äußere Beilage 26 zwischen dem Außenring 8 des Wälzlagers 2 und dem Deckel 23 angeordnet.

Die Montage der Ritzelwellenlagerung erfolgt in üblicher Weise, ohne daß die Lagerung bereits angestellt ist. Das anschließende Anstellen ist einfach und mit geringen technischen Mitteln durchführbar. Bei Fehlanstellung ist es nicht notwendig, die Ritzelwellenlagerung zu demontieren.

Zum Anstellen sind folgende Arbeitgänge notwendig: Die Ritzelwelle 1 der mit Hilfe der Sicherungsmutter 20 leicht angestellten Ritzelwellenlagerung wird in eine definierte Rotation versetzt. Während der Rotation erfolgt ein weiteres Anstellen über die Sicherungsmutter 20. Dabei wird ständig das Gesamtlagerreibungsmoment gemessen. Der Anstellvorgang ist dann beendet, wenn eine für die Lagerung vorgesehene, durch Versuche ermittelte optimale Vorspannung, ausgedrückt durch das Gesamtlagerreibungsmoment, erreicht ist. Durch das Anziehen bzw. Lösen und wiederholtes Anziehen der Sicherungsmutter 20 wird also den Wälzlager 2 und 3 die Vorspannung aufgebracht.

Aufgrund der Abstimmung der Federsteife zwischen den elastischen Körpern 13 und 22 und den Wälzlager 2 und 3 sowie der nur geringfügigen axialen Verschiebung ist die Änderung der Vorspannung auch bei hohen axialen Belastungen sehr gering.

Die Anordnung aller Lagerbauteile bewirkt im Zusammenhang mit den angreifenden Kräften eine dynamische Vorspannung mit Dämpfungseigenschaft. Vor Erreichen der Grenznutzungsdauer tritt kein unzulässiges Spiel ein.

Die während des Betriebszustandes über das Antriebszahnrad 6 eingeleiteten und in Richtung des Antriebsflansches 18 wirkenden Axialkräfte führen zu einer erhöhten Belastung des Wälzlagers 3 und zur teilweisen Entlastung des Wälzlagers 2. Dabei tritt bedingt durch die Vorspannung kein Spiel in der Lagerung ein. Diese zu den normalen Betriebsbedingungen zählenden Belastungen führen zu keinem erhöhten Lagerverschleiß. Die in den Verspannkreisen vorliegenden Belastungsverhältnisse sind dabei ausgeglichen und die Vorspannung wirkt im optimalen Bereich. Treten nun aber höhere oder höchste Belastungen auf (diese können durch Kraftwirkungen oder bei erhöhtem Lagerverschleiß insbesondere an den Lagerborden hervorgerufen werden), so überschreitet die Vorspannung normalerweise zwangsläufig den optimalen Bereich. Das könnte zum Kippen des Antriebszahnrades 6 sowie der Ritzelwelle 1 führen. Die Folgen wären Kantentragen verbunden mit größtem Verschleiß bei Verzahnung und Lagerung. Mit der unzulässigen Entlastung z.B. des Wälzlagers 2 würde das Vorspannungsgleichgewicht gestört.

Hier kommt die Wirksamkeit der vorliegenden dynamischen Vorspannung voll zur Geltung: Normale betriebsbedingte Entlastungen des Wälzlagers 2 führen bedingt durch die Eigenschaften des elastischen Körpers 13 nicht zur dynamischen Nachstellung des Innenringes 11. Wird jedoch z.B. das Wälzlager 2 über das normale Maß hinaus entlastet, so wirkt die Federkraft des elastischen Körpers 22 der des elastischen Körpers 13 entgegen und stellt das Vorspannungsgleichgewicht zwischen den Wälzlagern 2 und 3 wieder her.

Die Lösung beinhaltet einen mit relativ hoher Kraft wirkenden Flanschverspannkreis, gleichzeitig liegt aber bei Einhaltung eines definierten vorgeschriebenen Reibmomentes der Ritzelwellenlagerung ein optimaler, bezüglich Verschleiß und äußere Belastung anpassungsfähiger Lagerverspannkreis vor.

## Erfindungsanspruch

1. Ritzelwellenlagerung für Achsgetriebe von Kraftfahrzeugen mit einer Anordnung zur vereinfachten Anstellung und zum Vermeiden von Spiel in der Lagerung, bestehend aus einem flanschseitigen und einem ritzelseitigen Wälzlager und Vorspannelementen, dadurch gekennzeichnet, daß die Vorspannelemente als zwei elastische Körper ausgeführt sind, der erste elastische Körper (13) eine relativ niedrige Federsteife aufweist, ringfederartig ausgebildet und an den Innenringen (11;12) zwischen den Wälzlagern (2;3) angeordnet ist, der zweite elastische Körper (22) eine relativ hohe Federsteife aufweist, tellerfederartig ausgebildet und am Innenring (11) außerhalb des Wälzlagers (2) flanschseitig angeordnet ist, der zweite elastische Körper (22) ferner mit seinem Außendurchmesser über den Außendurchmesser des Innenringes (11) außerhalb des Wälzlagers (2) ragt.
2. Ritzelwellenlagerung nach Punkt 1, dadurch gekennzeichnet, daß der erste elastische Körper (13) eine lineare Federsteife, der zweite elastische Körper (22) eine lineare oder nichtlineare Federsteife aufweist und die Federsteife des zweiten elastischen Körpers mit der Federsteife des ersten elastischen Körpers und der Federsteife der Wälzlager (2;3) entsprechend der vorgesehenen Vorspannung der Wälzlager (2;3) und der zu erwartenden Belastung untereinander abgestimmt sind.
3. Ritzelwellenlagerung nach Punkt 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß der erste elastische Körper (13) aus mindestens einem Außenring (14) und zwei Innenringen (15) besteht und die Innenringe (15) sich bei maximal zulässigem Funktionsweg an ihren inneren Planflächen berühren.

4. Ritzelwellenlagerung nach Punkt 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Außenring (14) des ersten elastischen Körpers (13) an den beiden kegligen Wirkflächen (16) je eine von der Wirkfläche abweichende größere Fase (17) hat.

Hierzu 1 Seite Zeichnungen

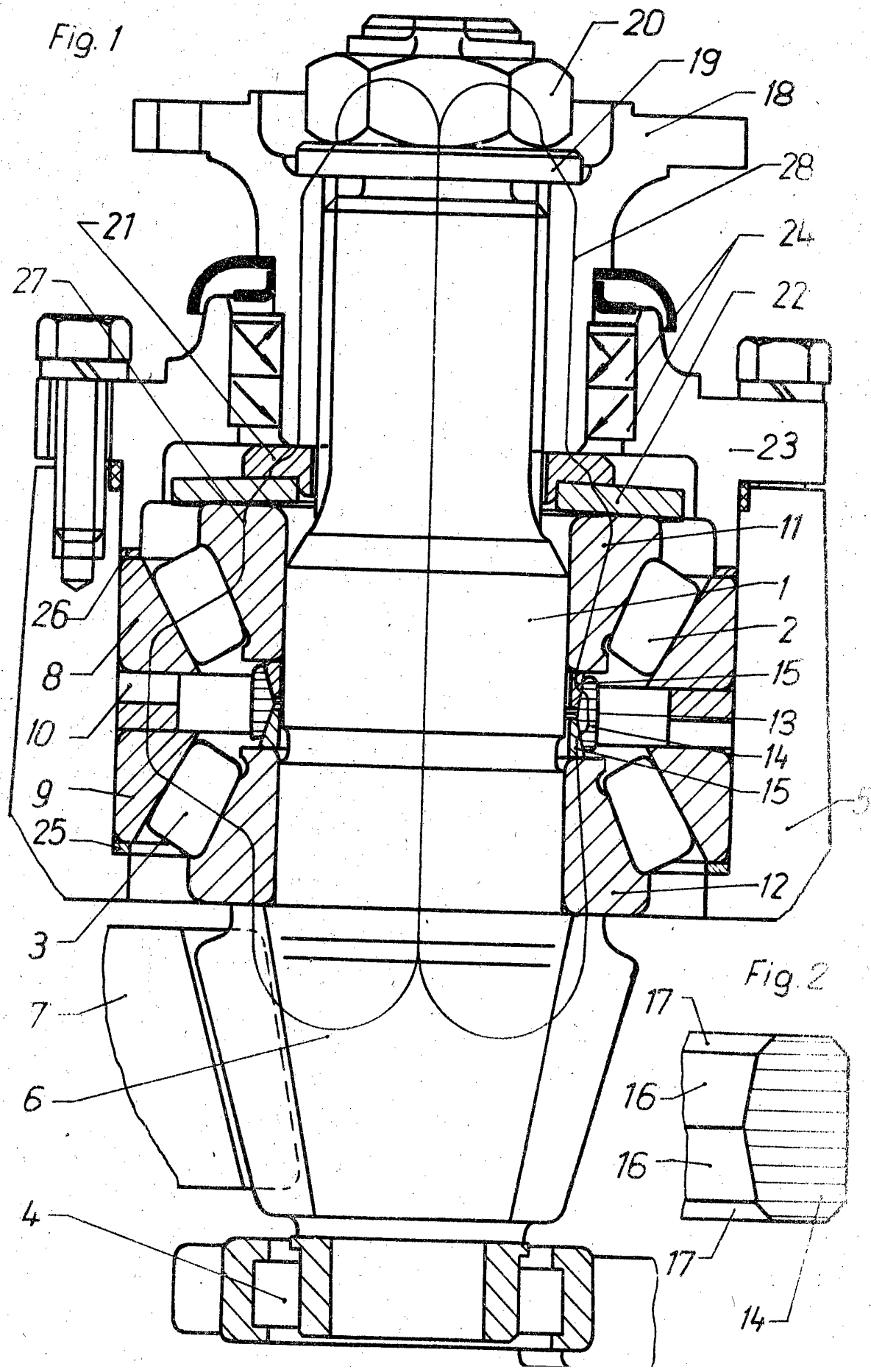


Fig. 1

Fig. 2